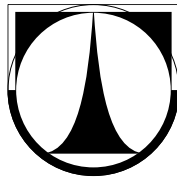


TECHNICKÁ UNIVERZITA LIBEREC



Fakulta strojní

Petr Lábus

**Konstrukce mechanismu rotačních chapadel vazače rybí
návnady**

**Construction of a rotary gripper mechanism of a fishing bait
binder**

2011/2012

Prohlášení

Podpisem stvrzuji, že je předkládaná práce vypracována mnou, studentem technické univerzity a to samostatně na základě literatury, pramenů uvedených v seznamu doporučené literatury a konzultací s vedoucím práce. Dále souhlasím s umístěním práce ve studovně TUL.

V Liberci dne:

Petr Lábus

S08000215

Poděkování

Za konzultace a vedení během celé práce, za užitečné rady, kontroly vypracovaných částí a veškerou pomoc děkuji Ing. Jaroslavu Kopalovi. Za psychickou podporu děkuji i svým známým a rodině.

Abstrakt

Tématem bakalářské práce je úprava mechanismu rotačních chapadel, což je část stroje vazače rybí návnady. Cílem bylo nalezení úzkých míst tohoto mechanismu, minimalizovat je a určit potřebný moment krokového motoru, který tento mechanismus uvádí do pohybu. Hlavním úkolem bylo znemožnit pohyb výrobku vůči rotačním chapadlům, pohyb těchto chapadel v jakémkoli směru a upravit rozevírání chapadel z důvodu malého pracovního prostoru.

Pro zamezení pohybu vyráběné části vůči mechanismu byl řešen vnitřní povrch polokoulí chapadel a jeho drsnost. K zabránění posunu mechanismu bylo upraveno uložení hřídele v ložiskách a nové rozevírání se vyřešilo pomocí paralelních chapadel HGPC.

Abstract

The topic of this bachelor thesis is a modification of the rotary gripper mechanism, which is part of the machine called the fishing bait binder. The objective was to find weak points of this mechanism, minimize them and define the right stepper motor torque, which sets this mechanism in motion. The main task was to prevent the fishing bait from moving towards the rotary gripper, to disable any movement of this gripper in any direction and to modify the gripper opening due to small workspace.

In order to prevent the product from moving, the internal surface of the gripper hemisphere and its roughness, was solved. To avoid shifting the mechanism, the shaft bearing was modified and new gripper opening was solved by HGPC parallel gripper.

Klíčová slova

Rybářská návnada	Fishing bait
Rotační chapadla	Rotary gripper
Paralelní chapadla	Parallel gripper
Moment krokového motoru	Stepper motor torque
Uložení hřídele	Shaft bearing
Úprava povrchu	Surface finishing

Obsah

Prohlášení.....	3
Poděkování.....	4
Abstrakt.....	5
Klíčová slova.....	5
Obsah	6
Seznam použitých symbolů.....	7
Úvod.....	8
1. Popis funkce vazače rybí návnady	9
1.1 Výsledný produkt vazače	9
1.2 Části stroje.....	9
1.3 Pracovní cyklus stroje	11
1.4 Mechanismus rotačních chapadel	12
1.4.1 Popis funkce mechanismu.....	12
1.4.2 Uzavírání chapadel.....	12
1.4.3 Rozevírání chapadel	14
1.4.4 Chapadla.....	16
1.4.5 Uložení hřídele	17
2. Zhodnocení současného mechanismu z hlediska funkce a dlouhodobé spolehlivosti mechanismu	19
2.1 Požadavky na mechanismus rotačních chapadel.....	19
2.2 Zhodnocení mechanismu	19
2.2.1 Chapadla.....	19
2.2.2 Ovládání chapadel.....	20
2.2.3 Uložení hřídele	20
3. Konstrukční návrh nového mechanismu rotačních chapadel při zachování současného časového intervalu pro danou operaci.....	21
3.1 Návrh rozevírání chapadel	21
3.1.1 Princip	21
3.1.2 Paralelní chapadla HGPC-20-A	22
3.1.3 Návrh nových prvků.....	24
3.1.4 Výpočet a ověření otevírací síly.....	26
3.2 Nové uložení hřídele	27
3.2.1 Princip	27
3.2.2 Zajištění ložiska	28
3.2.3 Zajištění hřídele v ložisku	32
3.3 Úprava povrchu polokoulí.....	33
4. Určení momentu krokového motoru a typu pneumatického válce.....	36
4.1 Určení momentu krokového motoru	36
4.1.1 Určení úhlového zrychlení	37
4.1.2 Výpočet redukováného momentu setrvačnosti	38
4.1.3 Výsledný výpočet momentu krokového motoru	39
4.2 Určení typu pneumatického válce	40
Závěr	40
Seznam použité literatury.....	41
Seznam rovnic.....	42
Seznam obrázků	43
Seznam příloh	44

Seznam použitých symbolů

F	- Síla	[N]
r	- Rameno síly	[mm]
m	- Hmotnost	[kg]
ρ	- Hustota	[kg.m ⁻³]
V	- Objem	[m ³]
x	- První rozměr palce	[mm]
y	- Druhý rozměr palce	[mm]
P_h	- Rozteč šroubu	[mm]
d	- Průměr	[mm]
D_k	- Průměr hlavy šroubu	[mm]
R_e	- Mez kluzu	[MPa]
f	- Součinitel tření	[-]
k	- Součinitel bezpečnosti	[-]
σ	- Napětí	[MPa]
τ	- Napětí	[MPa]
S	- Obsah průřezu	[mm ²]
W_k	- Modul průřezu v krutu	[mm ³]
γ	- Úhel stoupání závitu	[°]
φ_z'	- Třecí úhel	[°]
α'	- Úhel profilu závitu	[°]
M	- Moment	[Nm]
P	- Výkon	[kW]
ω	- Úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]
α	- Úhlové zrychlení	[rad.s ⁻²]
J	- Moment setrvačnosti	[kg.m ²]
K	- Kinetická energie	[J]
T	- Čas rotace motoru	[s]
N	- Počet otáček motoru	[-]

Úvod

Vazač rybářské návnady je stroj, který uváže nit na kuličku (rybářskou návnadu) tak, aby byla použitelná při rybaření. Nit je provlečena středem kuličky a je na ní vytvořeno očko. Háček je provlečen nití, která přiléhá k návnadě, nikoli očkem. Kulička je vytvořena z těsta a dalších přísad, které tvoří návnadu při chytání ryb způsobem „Boilies“. Takto vytvořená návnada se upeče. Výhodou při rybaření je, že se ve vodě díky pevnosti rozpouští zásadně pomaleji. Ryby tuto připravenou návnadu nasají a s ní i háček, který je zachycen za očko vytvořené na vazači rybářské návnady.

Nit se na návnadu neváže, ale vytvoří se na ní dva zákruty, které se svaří. To je umožněno vlastností materiálu nitě, díky které se působením tepla vnější vrstva nataví a svaří. Vznikne tím pevný, nerozebíratelný spoj, tudíž očko na návnadě setrvá, pokud nedojde k poškození nitě.

Mechanismus rotačních chapadel plní v chodu stroje důležitou funkci. Tou je, že musí návnadu sevřít a zajistit aby se nepohnula při pracovních operacích stroje. Cílem bakalářské práce je se stávajícím mechanismem seznámit a navrhnout řešení, které minimalizuje, případně úplně odstraní jeho úzká místa. Pro úspěšné řešení problému je nutné nejprve zjistit, jak současný mechanismus pracuje a poté popsat jeho části, které se zhodnotí z hlediska jejich funkce a dlouhodobé spolehlivosti. Díky zhodnocení lze následně nalézt úzká místa a na ta se nadále zaměřit.

Nová řešení se zabývají problémem ve velikosti ovládání rozevírání chapadel, kde je cílem toto ovládání přesunout do míst, s větším prostorem. Dále bylo řešeno uchycení návnady v polokoulích, kde by i malý pohyb mohl způsobit destrukci části stroje. Ze stejného důvodu je třeba zajištění nové konstrukce uložení hřídele přenášejícího krouticí moment z krokového motoru k chapadlům.

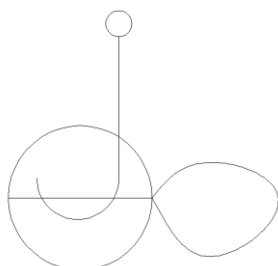
Ve výsledném řešení se změní některé parametry mechanismu a je třeba ověřit dodržení časového limitu pro cyklus stroje, určení momentu krokového motoru a typ pneumatického válce, bude-li použit.

Obsahem práce je také výkres sestavy a výrobní výkresy všech navržených prvků použitých v novém řešení.

1. Popis funkce vazače rybí návnady

1.1 Výsledný produkt vazače

Produktem je rybářská návnada připravená k připevnění na háček (Obrázek 1). K původní návnadě se ve stroji umístí nit, na které lze rozlišit různé části. Jedná se o očko, svařený zákrut, zbytek niti po odstřížení a nit obepínající návnadu (Obrázek 2).



Obr. 1 Umístění rybářské návnady

Zdroj: Vlastní tvorba

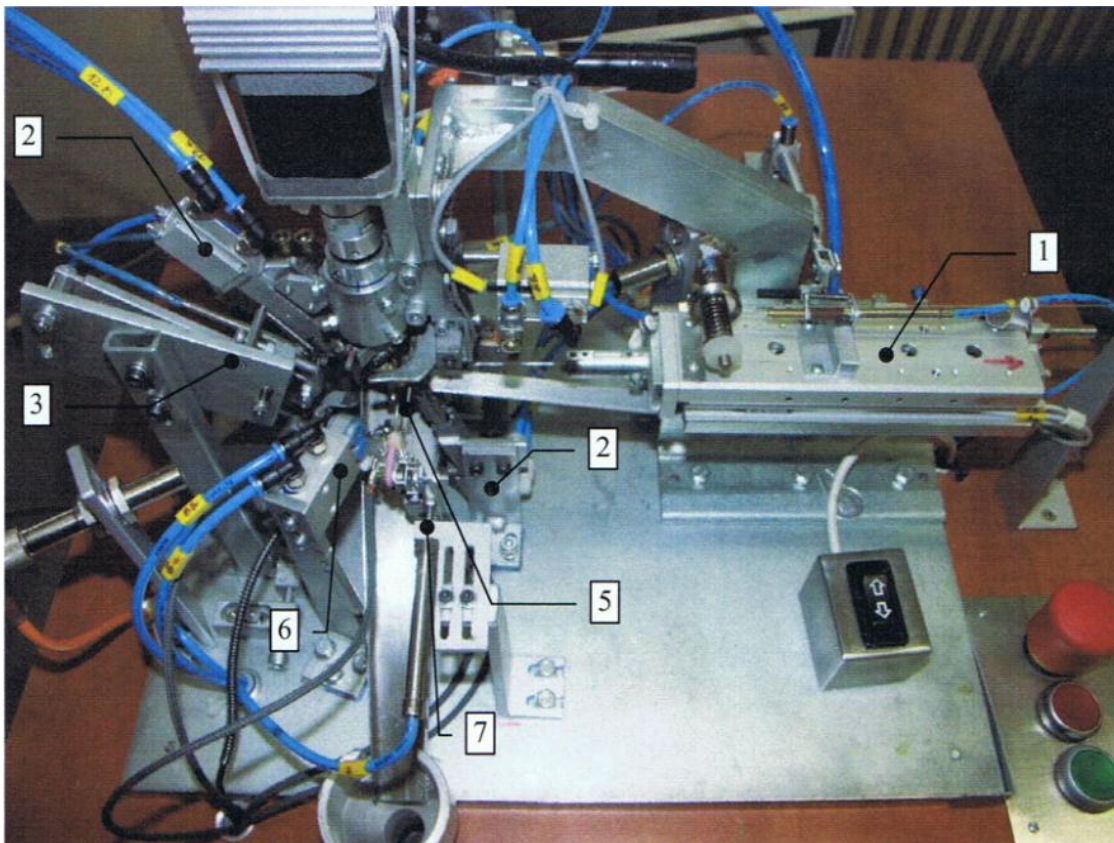


Obr. 2 Výsledný výrobek

Zdroj: Fotografie – Jan Hylský

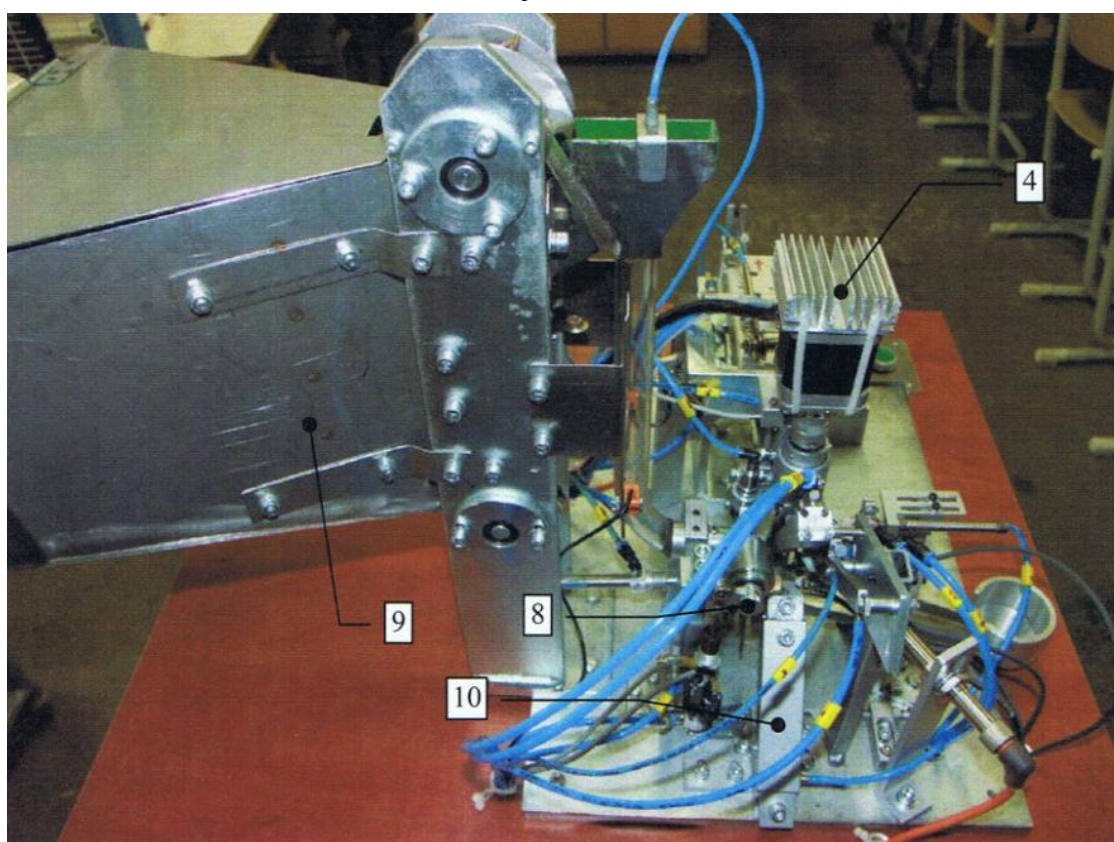
1.2 Části stroje

Vazač je umístěn na stole, ke kterému jsou připevněny mechanismy provádějící operace automatického vázání očka na návnadu. Každá část stroje je připevněna k desce stolu pomocí šroubů. Prostor, kde se váže návnada je velmi malý a proto je většina mechanismů řešena posuvně a v určitou chvíli je v tomto malém prostoru pouze ten, který provádí svoji činnost.



Obr. 3 Pohled na vazač rybí návnady

Zdroj: Obrázek z /1/



Obr. 4 Pohled na vazač rybí návnady

Zdroj: Obrázek z /1/

Na obrázcích 3 a 4 jsou znázorněny a očíslovány důležité mechanismy a lze na nich vidět uspořádání stroje ve dvou různých pohledech. Části stroje jsou řízeny pneumaticky.

Popis k obrázku 3 a 4:

- 1 – Mechanismus propichu kuličky
- 2 – Mechanismus usměrňování jehly
- 3 – Mechanismus kličkaře
- 4 – Mechanismus chapadel s pohonem krokového motoru
- 5 – Mechanismus snižování a navolňování nitě
- 6 – Mechanismus sváření zákrutu nitě
- 7 – Mechanismus upalování
- 8 – Mechanismus zanašení kuliček do chapadel
- 9 – Mechanismus zásobníku kuliček s podáváním pro zanašeč kuliček do chapadel
- 10 – Mechanismus podpěrky

1.3 Pracovní cyklus stroje

Vázání je uskutečněno v několika operacích. Nejprve jsou kuličky nasypány do zásobníku, ze kterého je odebírá řetězový dopravník, za kterým následuje skluzová plexisklová trubka se zarážkou, kde je návnada odebírána pomocí kleštin. V případě určitého zaseknutí kuliček v trubce je zajištěno profouknutí a tím se doplní zásoba, ze které se dá pomocí kleštin odebírat. Ty ji pomocí výklopného ramene podají do rozevřených chapadel. Po podání kuličky se chapadla pevně sevrou. Zesponu se k nim přisune podpěrka a chapadla se rychle otevřou, aby návnada byla lépe vystředěná a v přesné poloze. Poté je do kruhového otvoru v chapadlech navedena jehla s nití, která kuličku propíchne. K navedení dopomáhá přední a zadní vedení jehly. Následně kličkař zachytí kličku nitě při zpětném pohybu jehly a sevře ji. Přesune se do spodní polohy pod úroveň sevřených chapadel. Krokový motor, který je nastavený na dvě otáčky otočí chapadla a tím se na protažené niti pod návnadou vytvoří dva zákruty. Následně je zesponu přivedeno topné tělísko, které je přitlačeno na zákrut nitě, který svaří. Tím se na kuličce s nitě vytvoří očko, které je už součástí hotového výrobku. Oddělení rybí návnady od podávání nitě je provedeno odporovým drátem, pomocí něhož se utaví napnutá nit. Nakonec se chapadla rozevřou a hotový výrobek vlivem gravitace spadne na skluznou plošinu, po které se dopraví k odběru. Při rozevírání se trajektorie návnady

sice změni a nepadá svisle dolů, ale plošina je dostatečně velká, aby na ni dopadla. Tento cyklus se opakuje do zastavení stroje. Nedojde-li k zastavení stroje, nebo k nějaké chybě je jeho doba přibližně 3,5s.

Některé polohy mechanismů jsou kontrolovány senzory a čidly, která zastaví cyklus v případě poruchy, chyby, nebo jiné nesrovnalosti. Po zastavení je návnada z rotačních chapadel puštěna a stroj je nastaven na začátek cyklu. Například u chapadel je hlídáno sevření, takže nejsou-li chapadla dostatečně blízko sebe, mohla by návnada být ve špatné poloze a mohla by svým případným pohybem způsobit problémy. Senzory tedy kontrolují, zda chapadla nejsou rozevřena více, než je nastaveno.

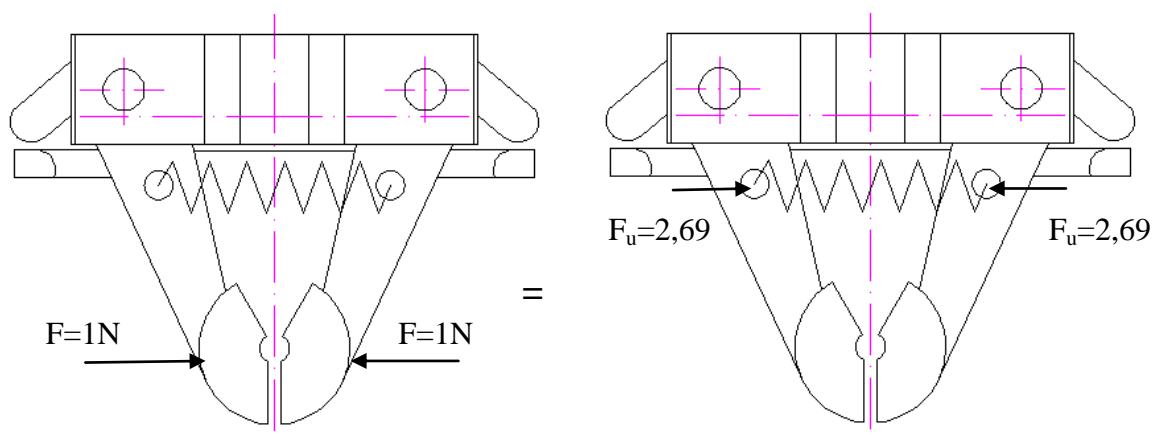
1.4 Mechanismus rotačních chapadel

1.4.1 Popis funkce mechanismu

Mechanismus rotačních chapadel má za úkol uchopit rybářskou návnadu tak, aby jí mohla jehla proniknout a tím zavést nit. Dále se mechanismem přenáší krouticí moment od krokového motoru, který provede rotaci o dvě otáčky návnady za účelem vytvoření zákrutů. Po jejich vykonání se zákruty svaří a chapadla rozevrou, aby návnada mohla vypadnout. Musí být také zajištěna dostatečná přesnost a tuhost, aby jehla nebyla vychýlena.

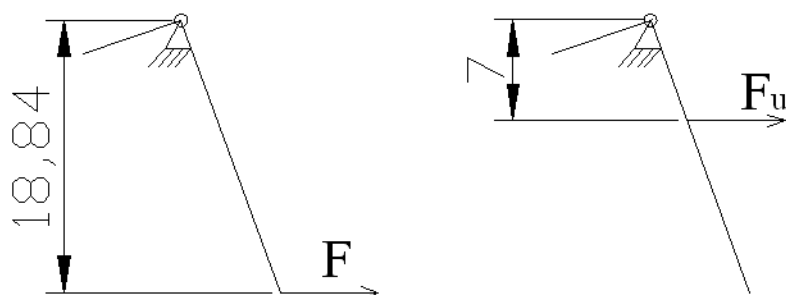
1.4.2 Uzavírání chapadel

Z důvodu uzavření chapadel jsou umístěny dvě stejné pružiny, které působí silou, zajišťující takový moment, aby byla návnada uzavřena dostatečně a nemohlo dojít k pohybu. Jelikož je návnada vyrobena z těsta, nemá dokonalý tvar a její průměr kolísá ve velkém intervalu. Těsto nemá vysokou pevnost. Je tedy nutné pružné uzavření, které tyto pružiny zajišťují. Při pevném uzavření by se návnada mohla deformovat, jelikož by nebylo možné nastavit přesný rozměr pro uchopení.



Obr. 5 Působení sil

Zdroj: Vlastní výkres



Obr. 6 Schéma sil při uzavírání

Zdroj: Vlastní výkres

$$\begin{aligned}
 F_u \cdot r_u &= F \cdot r \\
 F_u \cdot 7 &= 1 \cdot 18,84 \\
 F_u &= \frac{1 \cdot 18,84}{7} = 2,69 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

F_u - Uzavírací síla od pružin [N]

F - Požadovaná síla [N]

r_u - Rameno na kterém působí uzavírací síla [mm]

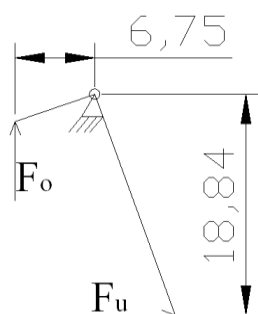
r - Rameno na kterém působí požadovaná síla [mm]

Síla, kterou pružiny musí vyvodit, aby chapadla působila na návnadu silou o velikosti 1 N z každé strany je tedy 2,69 N. Tato informace byla zjištěna pomocí momentové rovnice rovnováhy (1), která je psána k bodu rotace.

1.4.3 Rozevírání chapadel

Aby mohla být návnada umístěna do pracovní pozice a aby mohl hotový výrobek vypadnout na skluzovou plošinu, musí se chapadla rozevřít. Navíc se chapadla rychle dvakrát rozevřou po dopravení návnady z důvodu lepšího umístění a vycentrování pozice. Při pohybu válce Festo ADVC-10-10-A-P-A, použitým v současném stavu, vznikne rotační pohyb mechanismu chlopní, které vlivem tečné složky síly na ramena chapadel způsobí požadované rozevření. Moment, který se silou vyvedí na ramena, musí překonat moment od uzavíracích pružin.

Pružiny jsou navrženy tak aby chapadla působila na návnadu silou 1 N. Svislá síla, kterou musí minimálně chlopně působit na ramena, se zjistí z momentové podmínky. Musí způsobit takový moment, aby překročil moment od uzavírací síly.



Obr. 7 Síly při otevírání

Zdroj: Vlastní tvorba

$$F_o \cdot r_o \geq F_u \cdot r_u \quad (2)$$

$$F_o \cdot 6,75 \geq F_u \cdot 18,84$$

$$F_o = \frac{F_u \cdot 18,84}{6,75} = \frac{1 \cdot 18,84}{6,75} = 2,791 \text{ N}$$

F_u - Uzavírací síla [N]

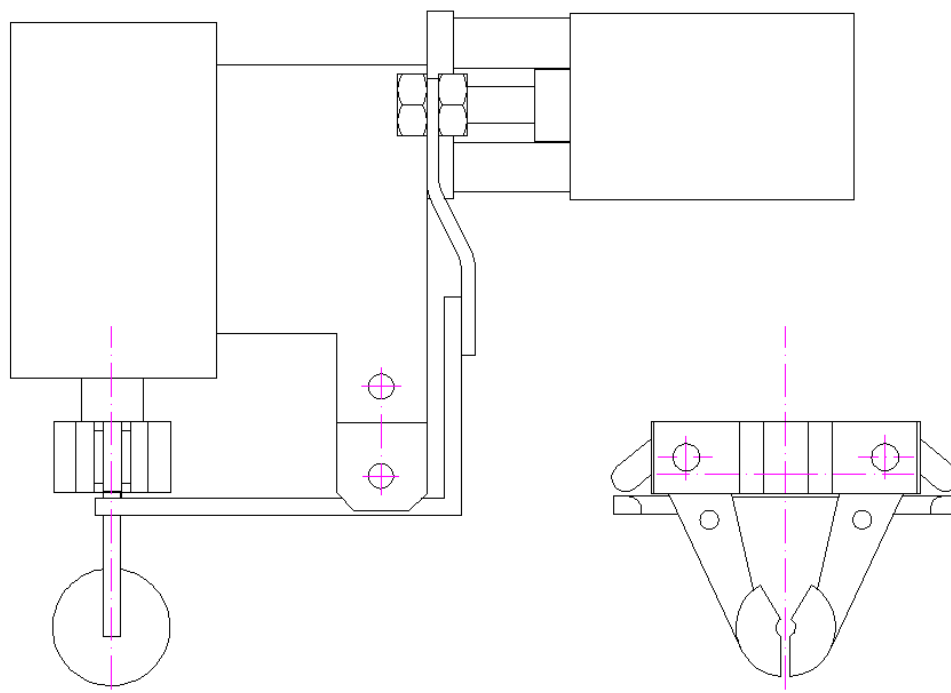
F_o - Otevírací síla [N]

r_u - Rameno na kterém působí uzavírací síla [mm]

r_o - Rameno na kterém působí otevírací síla [mm]

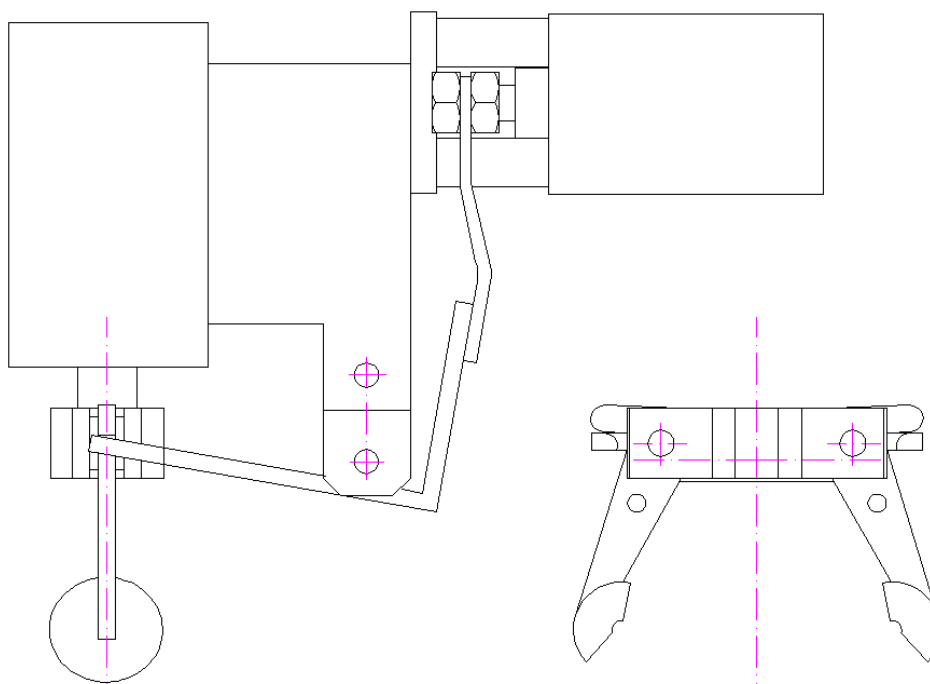
Síla, kterou musí chlopně svisle působit na ramena chapadel je tedy minimálně 2,791 N. Nerovnice (2) je momentová podmínka, která je napsána k bodu rotace chapadel.

Skutečná síla musí být však větší, protože se musí překonat pasivní odpory, aby se mechanismus mohl v daném okamžiku uvést do pohybu.



Obr. 8 Zavřená chapadla

Zdroj: Vlastní tvorba



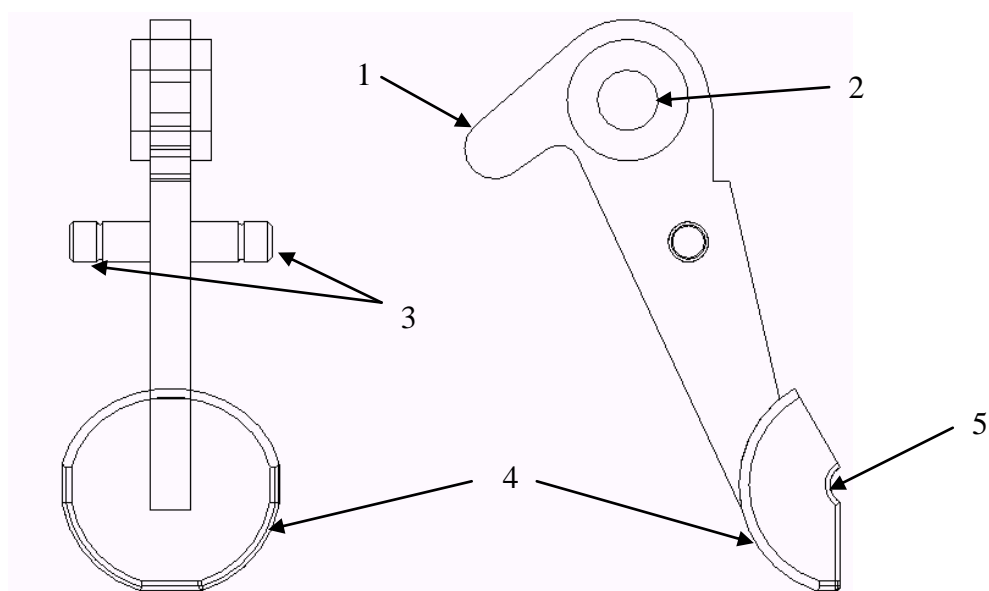
Obr. 9 Otevřená chapadla

Zdroj: Vlastní tvorba

Na obrázcích 7 a 8 je znázorněn mechanismus rozevření. Lze vidět, jak posuvem válce vznikne rotace kolem bodu uložení a chlopně se zvýší. Při rozevření na obrázku 8 je vzdálenost mezi chapadly 31 mm a je dostatečná pro všechny velikosti návnad vyráběných na tomto stroji. Zdvih válce k jejímu dosažení je 5,5 mm. Vzdálenost, o kterou se rozevřou chapadla, je nastavitelná a závisí na velikosti návnady.

1.4.4 Chapadla

Jedná se o dvě stejné, rotačně uložené součásti. Uložení je provedeno čepem, který prochází otvorem v chapadlech a kříží, jenž je při otevírání chapadel nepohyblivý. Jedno chapadlo se skládá z části sloužící k jeho ovládání a z polokoulí, do kterých se uchopuje návnada a v nichž je otvor pro jehlu. Z každého chapadla vystupují naproti sobě dva výčnělky, určené k připevnění pružin. Dále je provedeno zvětšení tloušťky v okolí místa uložení za účelem menšího namáhání. Vnitřní povrch polokoulí je hladký. Chapadla nikdy nedosednou přímo k sobě. V zavřeném stavu vždy vznikne ve spodní části mezera sloužící jako drážka pro nit, potřebná při operaci vytváření oka. Velikost návnady neovlivní vznik této drážky. Jehla má přední a zadní vedení, které však není součástí mechanismu rotačních chapadel. Díky němu jehla vždy směřuje do otvoru v chapadlech.



Obr. 10 Rameno chapadel

Zdroj: Model ze sestavy vazače

Popis k obrázku 10:

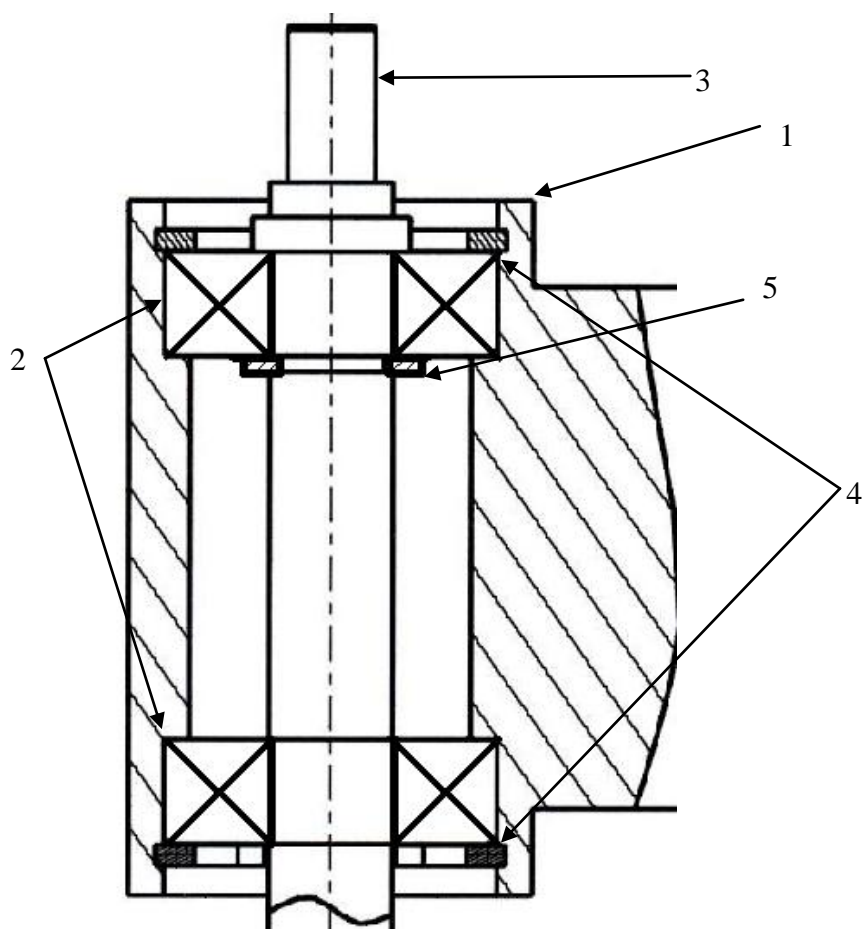
Na obrázku je zobrazena půlka součásti chapadla. Je zde detailně vidět tvar polokoulí i s tloušťkou jejich stěny.

- 1 – Rameno pro otevírání
- 2 – Otvor pro uložení
- 3 – Části k uchycení pružin
- 4 – Polokoule chapadla
- 5 – Otvor pro jehlu

1.4.5 Uložení hřídele

Hřídel, přenášející krouticí moment z krokového motoru k chapadlům je uložena rotačně ve dvou ložiskách (typ 607). Její průměr je až na osazení a jiné konstrukční prvky 7 mm. V dolní části přechází v kříž, ve kterém jsou uchycena chapadla. Druhý konec hřídele končí v pružné spojce, připojené k motoru. Spojení s křížem je pomocí šroubu v jeho otvoru. Horní ložisko je z vrchu zajištěno pojistným kroužkem a dolní je zajištěno stejným kroužkem zespodu opačnou stranou obě ložiska dosedají k rámu. Dolní ložisko umožňuje axiální posuv hřídele a horní tomuto pohybu brání díky osazení na hřídeli a pojistnému kroužku.

K rámu, ve kterém je hřídel uložena, je připevněn válec ovládající rozevírání chapadel a rotačně uložena rozevírací chlopeň.



Obr. 11 Uložení hřídele

Zdroj: Výkres sestavy mechanismu

Popis k obrázku 11

Jedná se o výřez výkresu sestavy, na kterém jsou znázorněny prvky použité pro uložení hřídele i jejich uspořádání v současném mechanismu.

- 1 – Rám
- 2 – Ložiska
- 3 – Hřídel
- 4 – Pojistný kroužek pro otvor
- 5 – Pojistný kroužek pro hřídel

2. Zhodnocení současného mechanismu z hlediska funkce a dlouhodobé spolehlivosti mechanismu

2.1 Požadavky na mechanismus rotačních chapadel

Návnada se nesmí v uchycení pohnout vzhledem k chapadlům a to jak posuvným pohybem, tak rotačním, proto je nutné zajistit dostatečné tření na vnitřním povrchu polokoulí. Zároveň chapadla musí vykonávat pouze požadovaný pohyb, to je rotace kolem osy hřídele a výkyv kolem místa jejich uložení. Zavření chapadel je požadováno pružné, z důvodu různých rozměrů návnady. Při tuhém uzavření by došlo k problémům, pokud by návnada byla umístěna v chapadlech tak, že rozměr by byl větší. V tomto případě by tuhý způsob stále zavíral na doraz a měkká kulička by se nenávratně deformovala. Tvar polokoulí nesmí bránit pohybu jehly při vytváření oka. Zároveň musí být prostor pro nit, která obepíná návnadu.

Prostor vyhrazený pro mechanismus je velmi malý. Ovládání rozevírání a zavírání chapadel nesmí zasahovat do trajektorie pohybu ostatních mechanismů a rozměry musí být nejmenší možné.

Čas provedení jednoho cyklu stroje je minimálně 2,5 s. Čas určený pro pohyby tohoto mechanismu musí být takový, aby celkový čas nepřekročil tuto hodnotu a v lepším případě tuto hodnotu minimalizovat.

2.2 Zhodnocení mechanismu

2.2.1 Chapadla

Chapadla jsou vyrobena z mosazi a vnitřní povrch polokoulí je hladký. Při zavření pak není dostatečné tření mezi kuličkou a povrchem. Vzniká možnost nevyžádaného pohybu návnady vůči chapadlům. Tvar jaký polokoule mají, obsahuje prvky vyhovující požadovaným operacím. Jedná se o kruhový otvor pro jehlu, drážku pro nit, potřebnou při přesunu kličkaře do spodní polohy a tvar takový, že rozevření i zavření je provedeno bez problému. Materiál polokoulí se působením síly na návnadu nedeformuje, tudíž je jejich stávající tloušťka dostačující. Úzkým místem vyskytujícím se na těchto součástech mechanismu je tedy vnitřní povrch polokoulí, který nezabezpečuje dostatečné tření a tím i zajištění návnady proti pohybu.

2.2.2 Ovládání chapadel

Díky zavírání pomocí pružin je docíleno pružného uchycení. Jelikož jsou pružiny dvě, je uzavírání symetrické kolem roviny s nimi rovnoběžné. Z toho důvodu je minimalizován možný nežádoucí pohyb rotačních chapadel v důsledku používání pružin. V současném stavu se pružiny nemohou překřížit a tím i způsobit přerušení chodu, případně destrukci jakékoli části mechanismu, v důsledku rovnoběžnosti a určité vzdálenosti mezi nimi. Ani prostor, ve kterém pracují, nezasahuje výrazně do okolí a nebrání činností jiných mechanismů. Ovšem ovládání rozevírání je zespodu a chlopně se velmi blíží k místu pohybu jiných mechanismů. I mechanismus přenášející pohyb z pneumatického válce přenáší pohyb přes velkou vzdálenost. Takto umístěné ovládání není vhodné a ideální by byla jeho změna, která by zajistila přímější přesun pohybu a přemístění do míst, kde je prostoru více.

2.2.3 Uložení hřídele

Vychází se z požadavku pro zamezení axiálního posuvu hřídele. Z výkresové dokumentace mechanismu chapadel lze vypožorovat, jaké pojistné kroužky byly použity. Velikost šířky pojistného kroužku pro díry je $1_{-0,06}^0 \text{ mm}$ a pojistného kroužku pro hřídel $0,8_{-0,05}^0 \text{ mm}$. Už jen z této nepřesnosti mohou mít tolerance pojistných kroužků za následek vůli až 0,11 mm a to v horním ložisku, ve kterém hřídel v současném mechanismu musí být uchycena pevně. Takováto vůle nemůže být připuštěna, z důvodu možnosti posunu hřídele ve směru jeho osy a vzhledem k rozměrům částí mechanismu, přesnosti a rychlosti s jakou stroj pracuje, by mohl tento posun způsobit vychýlení jehly, nebo jiné potíže. Druhým ložiskem se v tomto případě není nutné zabývat, jelikož je v něm hřídel uložena tak, že je dovolen posun v její ose.

Spojení hřídele s krokovým motorem a s křížem chapadel není příčinou vzniku podstatných vychylek. Může proto být ponecháno ve stavu, v jakém je v současném mechanismu.

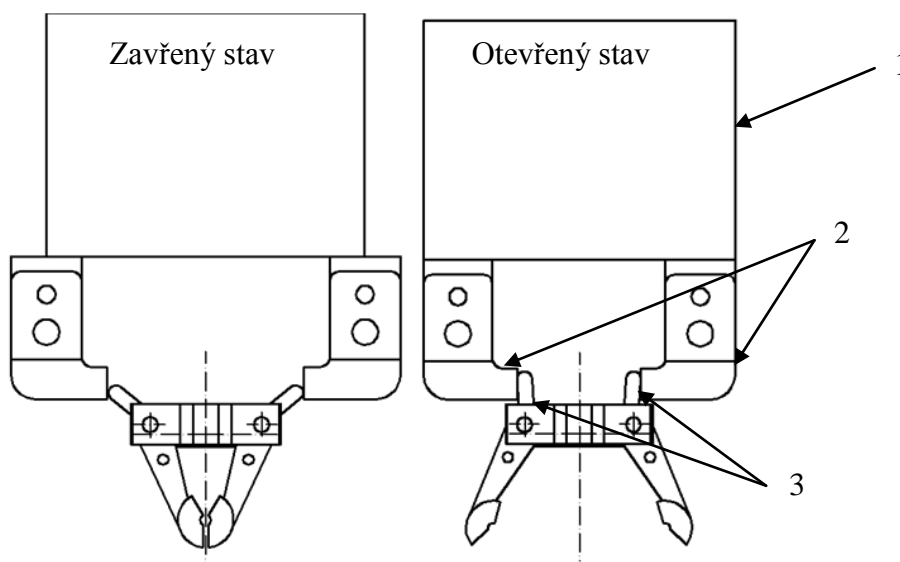
Nové konstrukční řešení se tedy bude zabývat zamezení vzniku těchto vůlí a případným jiným možnostem pohybu hřídele a nebude se zabývat spojením hřídele s jinými částmi mechanismu.

3. Konstrukční návrh nového mechanismu rotačních chapadel při zachování současného časového intervalu pro danou operaci

3.1 Návrh rozevírání chapadel

3.1.1 Princip

Vzhledem k nedostatku prostoru v okolí chapadel, je nejlepší způsob ovládání rozevření přesunout nahoru. Toho lze docílit změnou tvaru chapadel tak, aby ramena pro rozevírání nebyla vykloněna dolů, ale nahoru. Mechanismus pro rozevírání tedy může být umístěn nad těmito rameny. Uložení hřídele lze přemístit výše, aby vznikl prostor pro nové ovládání rozevření. Volí se paralelní chapadla HGPC-20-A, která působí zároveň na obě ramena vodorovnou silou a tím je rozevírají. Dalším důvodem použití tohoto prvku je ten, že se pohyb nemusí převádět na dlouhou vzdálenost, protože umístění paralelních chapadel je blízké k chapadlům rotačním. HGPC-20-A jsou sice dvojčinná, ale vzhledem k požadavku na pružné uzavírání nelze tuto výhodu použít a tento krok dále zajišťují pružiny použité v původním řešení mechanismu. Princip rozevření zobrazuje obrázek 12.



Obr. 12 Princip nového rozevírání

Zdroj: Vlastní tvorba

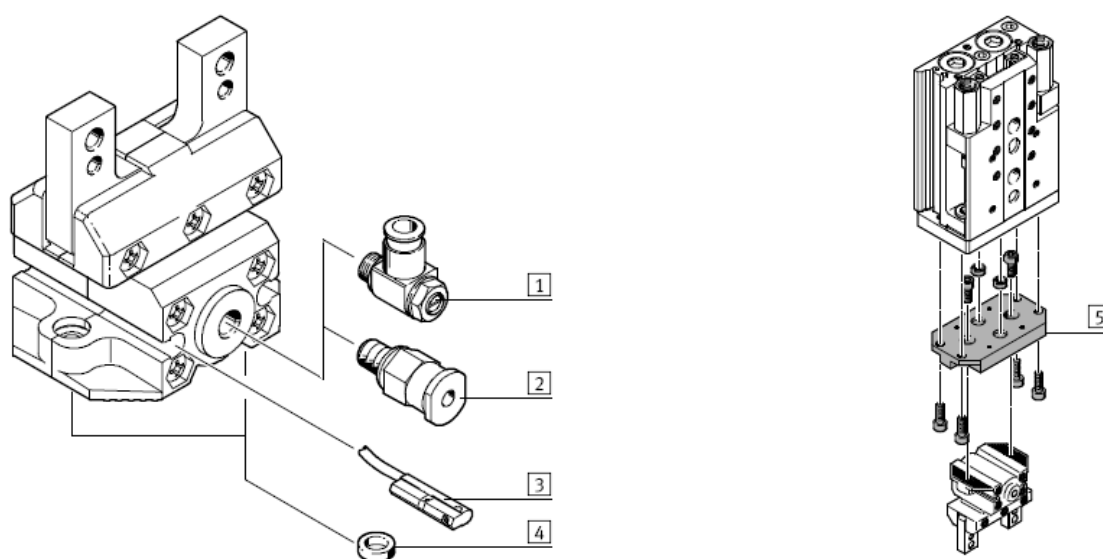
Nové prvky na obrázku 12:

- 1 – Paralelní chapadla HGPC-20-A (Zjednodušeně)
- 2 – Přídavné palce
- 3 – Ramena rotačních chapadel

3.1.2 Paralelní chapadla HGPC-20-A

Těleso kompaktních paralelních chapadel s nízkými náklady se skládá ze dvou shodných polovin. Píst se pohybuje kolmo na rovinu dělení a přispívá tak k optimálnímu tvaru chapadla, který vede ke spolehlivému pohybu a zaručuje dlouhou životnost a velmi jednoduchý způsob snímání krajních poloh. Podél roviny dělení se pohybují čelisti chapadla v předepjatém vedení bez vůlí. Podél obou polovin tělesa se pohybují čelisti chapadla vedené v kuličkových ložiskách, bez vůle, v předepjaté kvalitě. Rozevírání a zavírání probíhá pomocí stlačeného vzduchu.

Příslušenství:



Obr. 13 Příslušenství paralelních chapadel

Zdroj: Obrázek v /2/

Popis k obrázku 13:

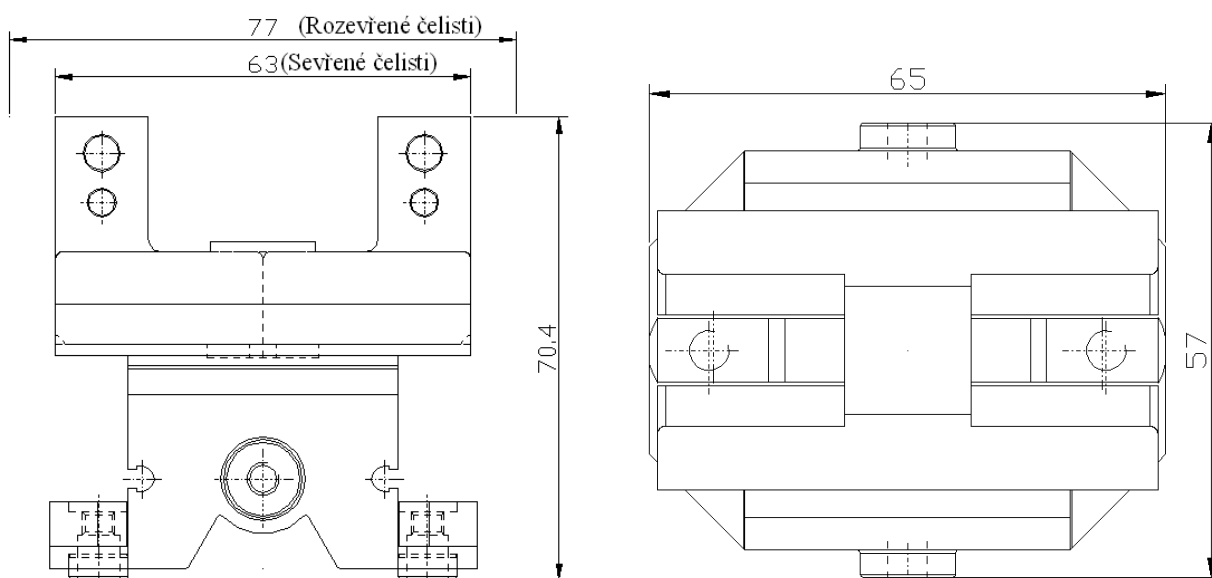
- 1 - Jednosměrný škrticí ventil GRLA:
pro regulaci rychlosti
- 2 - Šroubení s nástrčnou koncovkou QS:
pro připojení hadic na stlačený vzduch s tolerovaným vnějším průměrem
- 3 - Čidla SME/SMT-10:
pro snímání polohy pístu 1 / 7.7-12
- 4 - Středicí dutinka ZBH:
pro vystředění při montáži na pohon
- 5 - Spojení pohon/chapadlo

Parametry:

Velikost:	20
Max. tíha palce chapadla:	0,8 N
Zdvih čelisti:	7 mm
Připojení pneumatiky:	M5
Opakovatelná přesnost	$\leq 0,05$ mm
Snímání poloh:	Pro čidla
Montážní poloha:	Libovolná
Upevnění:	Vnitřním závitem a středicí dutinkou
Hmotnost:	473 g
Provozní tlak:	2-8 bar
Max. čas sevření:	100 ms
Celkový zdvih:	14 mm (7 mm každá čelist)

Rozměry (obrázek 14):

Je třeba znát rozměry, které mechanismus bude zaujímat v prostoru, z důvodu navrhnutí palců a umístění. Důležitý je také rozměr rozevřených čelistí. Chapadla se upevňují za spodní část pomocí šroubů.



Obr. 14 Potřebný prostor
Zdroj: Výkres od firmy Festo

Zdroj informací a parametrů: /2/

Výhody:

- Možnost snímání polohy
- Opakovatelná přesnost 0,05 mm
- Velká síla při malých rozměrech
- Dvojčinné chapadlo
- Nízké náklady
- Kompaktnost
- Spolehlivost díky zajištění síly úchopu
- Použití prvku z katalogu
- Malý počet nových navrhovaných dílů

Nevýhody:

Velké rozměry vzhledem k ostatním částem stroje, ale při umístění nad rotační chapadla tato nevýhoda není podstatná a nebrání funkci stroje.

3.1.3 Návrh nových prvků

A) Ramena rotačních chapadel

Podstatná změna je pouze v tom, že ramena nejsou vykloněna dolů, ale nahoru. Jejich velikost musí zajistit, aby čelisti paralelních chapadel byly dostatečně vzdáleny od kříže. Jejich tvar musí umožnit dostatečné rozevření při maximálním zdvihu čelistí. V konstrukci dle výrobního výkresu je maximální rozevření 34,75 mm. To je o 3,75 mm více, než je v současném stavu. Zdvih je tedy dostačující.

B) Palce

Účelem palců je přenést pohyb z čelistí paralelních chapadel na ramena rotačních chapadel a tím je rozevřít. V každé čelisti jsou dva otvory, kde menší z nich slouží pro kolík a větší pro šroub, připevňující vnější palce. Je třeba i u nich tyto otvory zajistit. Dále je nutné určit velikost, jakou musí mít z důvodu určení maximální síly chapadel, výrobní výkres a provést kontrolu maximální hmotnosti. Protože paralelní chapadla nesmí být umístěna tak, že by zasahovala do prostoru hřídele, musí palce dosáhnout osy, proto jejich velikost od středu čelistí ke středu pracovní polohy musí být minimálně 35 mm. Velikost palců ve svislém směru závisí pouze na výšce umístění paralelních chapadel.

Aby se nepřetěžovalo vedení, musí se moment při utahování přenášet jen na čelisti, nikoliv na těleso chapadla. Proto je palce při utahování zajistit proti pohybu.

Použité šrouby: ŠROUB M5x16 ISO 4762 – 12.9

Použité kolíky: KOLÍK 4x16 B ISO 2338 – St

Ověření hmotnosti palců:

Jedním z parametrů paralelních chapadel HGPC-20-A je maximální dovolená tíha palce a proto je nutné ověřit, zda hmotnost splňuje danou podmínku. V následujícím výpočtu je zjištěna přibližná hmotnost jednoho palce, která je větší než skutečná, tudíž skutečná hmotnost nemůže též překročit maximální přípustnou hodnotu.

$$m = \rho \cdot V \quad (3)$$

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} V &= 2 \cdot V_1 + V_2 + V_3 - 2 \cdot V_4 - 2 \cdot V_5 = \\ &= 2 \cdot 18 \cdot 20 \cdot 4 + 36 \cdot 2 \cdot 8 + 42 \cdot 7,5 \cdot 3 - 2 \cdot \frac{\pi \cdot 5,5^2}{4} \cdot 4 - 2 \cdot \frac{\pi \cdot 4^2}{4} \cdot 4 = \\ &= 2880 + 276 + 945 - 190 - 100,5 = 3810,5 \text{ mm}^3 = 3810,5 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 \\ m &= 7850 \cdot 3810,5 \cdot 10^{-9} = 0,03 \text{ kg} = 30 \text{ g} \end{aligned}$$

$$F = m \cdot g \quad (5)$$

$$m \leq \frac{F_D}{g} = \frac{0,8}{9,81} = 0,0815 \text{ kg} = 81,5 \text{ g}$$

$$m \leq 81,5 \text{ g}$$

$$\underline{30 \text{ g} < 81,5 \text{ g}}$$

Vyhovuje

(3) – Rovnice pro výpočet hmotnosti

(4) – Rovnice pro výpočet celkového objemu

(5) – Rovnice pro výpočet tíhy

m – Hmotnost palce [g]

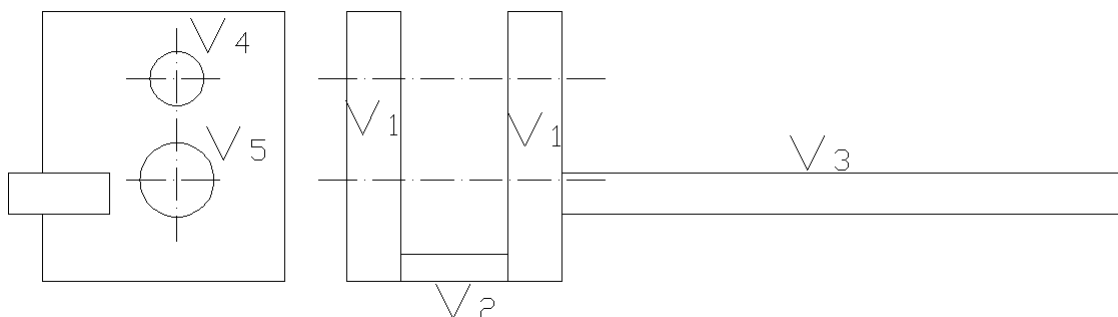
ρ – Hustota materiálu (Ocel) [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$]

V – Celkový objem palce [m^3]

V_1, V_2, V_3, V_4, V_5 – Objemy dílčích útvarů [m^3]

F – Maximální přípustná tíha [N]

g – Gravitační zrychlení [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]



Obr. 15 Objemy dílčích útvarů

Zdroj: Vlastní tvorba

Výpočtem tedy vyplývá, že tíha zvolených palců je menší než dovolená výrobcem paralelních chapadel HGPC. Pálce s těmito rozměry tedy mohou být použity ve výsledném mechanismu rozevírání rotačních chapadel.

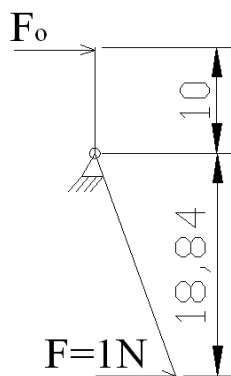
C) Deska pro uchycení

Chapadla HGPC mají otvory sloužící k jejich připevnění k rámu stroje. Za tímto účelem bylo nutné navrhnout desku, ke které se toto spojení dalo aplikovat. Spojení bylo provedeno šrouby a k rámu byla deska přivařena koutovým svarem.

Použité šrouby: ŠROUB M6x16 ISO 4762 – 12.9

3.1.4 Výpočet a ověření otevírací síly

Nutností je spočítat sílu, která je potřebná k rozevření chapadel při použití nových prvků. Tato síla musí být menší než maximální síla, kterou lze pomocí zvolených paralelních chapadel vyvodit.



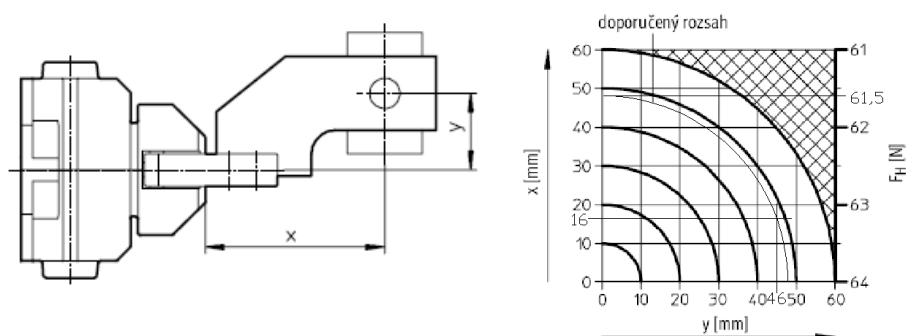
$$\begin{aligned}
 F_o \cdot r_o &\geq F_u \cdot r_u \\
 F_o \cdot 10 &\geq F_u \cdot 18,84 \\
 F_o &= \frac{F_u \cdot 18,84}{10} = \frac{1 \cdot 18,84}{10} = \underline{1,884N}
 \end{aligned}
 \tag{6}$$

Obr. 16 Síly nového mechanismu

Zdroj: Vlastní tvorba

F - Uzavírací síla	[N]
F_0 - Požadovaná síla pro otevření	[N]
r_u - Rameno na kterém působí uzavírací síla	[mm]
r_o - Rameno na kterém působí otevírací síla	[mm]

Maximální síla, kterou mohou paralelní chapadla působit, závisí na délce palců na nich umístěných. Konkrétně na vzdálenosti x a y dle obrázku 17.



Obr. 17 Síla úchopu v závislosti na rozměrech palce

Zdroj: /2/

Rozměry palce $x = 16$ mm a $y = 46$ mm se zanesly do diagramu na obrázku 18 a tímto bodem byl vytvořen oblouk. Velikost síly byla odečtena na pravé svislé ose ve výšce průsečíku oblouku s osou x . Maximální síla je tedy 61,5 N a to je více než minimální síla potřebná pro rozevření. $61,5 \text{ N} > 1,884 \text{ N}$.

3.2 Nové uložení hřídele

3.2.1 Princip

Nový návrh uložení hřídele spočívá ve vytvoření válcové vazby v horním ložisku a pouze rotační vazby ve spodním. Důvodem válcové vazby v jednom z dvou ložisek je roztažnost kovů, která by při použití rotační vazby mohla vézt ke vzniku vnitřního napětí hřídele a v horším případě i k deformaci. Jelikož v horním ložisku je možný axiální posun hřídele, lze ponechat způsob použitý v původním řešení. Změny nastávají v dolním uložení, kde je nutné eliminovat vůle mezi ložiskem a jak rámem, tak i hřídelí. První případ je řešen šroubovými spoji, které nepřipustí vůli díky utažení a v případě druhém je použita upínací podložka lehká, mající dobré pružné vlastnosti. Díky tomuto provedení je zamezeno vůlím, které by mohly vzniknout, takže hřídel se nepohne nevyžádaným pohybem.

3.2.2 Zajištění ložiska

Zajištění je způsobeno tlakem šroubů na podložku, která ho přenáší na ložisko. Utáhnutím šroubů se případná výrobní vůle eliminuje. Tlak je zajištěn pomocí čtyř šroubů a síla, kterou jeden působí na podložku, určí utahovací moment. Vůle nevznikne, protože utažení šroubů je určeno tímto momentem a nikoli pozicí. Pro toto řešení je dále nutné změnit tvar rámu, ve kterém je uložení provedeno a navrhnout použitou podložku.

Nejprve je třeba určit použité šrouby a jejich vlastnosti. Vzhledem k velikosti součástí mechanismu se volí šroub M3. Materiál šroubu je ocel 11 373.0.

Potřebné parametry šroubu M3-6 ISO 4762-12.9:

Rozteč	$P_h = 0,5 \text{ mm}$
Střední průměr	$d_2 = 2,675 \text{ mm}$
Vnitřní průměr závitu	$d_3 = 2,387 \text{ mm}$
Průměr hlavy	$D_k = 5,5 \text{ mm}$

Potřebné vlastnosti materiálu:

Mez kluzu	$R_e = 186 \text{ MPa}$
Součinitel tření (ocel na ocel)	$f = f_z = f_p = 0,15$

Další hodnoty pro výpočet:

Průměr otvoru podložky	$D_o = 3,5 \text{ mm}$
Požadovaný součinitel bezpečnosti	$k_p = 1,5$

Nutné bylo vypočítat utahovací moment šroubů, kterým jsou utaženy. Pro výpočet potřebného utahovacího momentu se vychází z podmínky pro zatížení šroubu při montáži, kde se jedná o kombinované namáhání krutem a tahem. Zatížení šroubu za provozu je pouze tíhou podložky a silou předpětí spoje F_Q . Známé hodnoty pro tento výpočet jsou vlastnosti materiálu, rozměry šroubu a otvoru pro šroub. Volí se požadovaný součinitel bezpečnosti. Jedná se o šrouby s metrickým závitem, pak $\alpha' = 60^\circ$.

$$k = \frac{R_e}{\sigma_e} \geq k_p \quad (7)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad (8)$$

$$\sigma_t = \frac{F_Q}{S_j} = \frac{F_Q}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \quad (9)$$

$$\tau_k = \frac{M_{zu}}{W_{kj}} = \frac{M_{zu}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} \quad (10)$$

$$M_{zu} = \frac{F_Q}{2} \cdot [d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi_z')] \quad (11)$$

$$M_u = \frac{F_Q}{2} \cdot [d_2 \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \varphi_z') + f_p \cdot D_p] \quad (12)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} \quad (13)$$

$$\varphi_z' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha'}{2}} \quad (14)$$

$$D_p = \frac{D_k + D_o}{2} \quad (15)$$

Z rovnice (7) se použil požadovaný součinitel bezpečnosti, který se položil roven poměru mezního a skutečného napětí. Síla předpětí a utahovací moment se poté zvolila menší než hodnoty, které z rovnic vyplynuly. Metodou dosazovací se postupně ze soustavy rovnic eliminovaly neznámé a z výsledné rovnice se vyjádřila síla předpětí F_Q , kterou je nutno znát pro výpočet potřebného utahovacího momentu. Ze síly lze navíc zjistit tlak, jakým šrouby působí na podložku.

Výsledná rovnice s jedinou neznámou F_Q :

$$\frac{R_e^2}{k_p^2} = F_Q^2 \cdot \left\{ \frac{16}{\pi^2 \cdot d_3^4} + \frac{192}{\pi^2 \cdot d_3^6} \cdot \left[d_2 \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} + \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha'}{2}} \right) \right]^2 \right\}$$

Zdroj rovnic: /3/

Dosažení a úpravy:

$$15376 = F_Q^2 \cdot \{0,0499 + 0,105[2,675 \cdot \operatorname{tg}(3,4 + 9,83)]^2\}$$

$$15376 = F_Q^2 \cdot 0,116$$

$$F_Q = \sqrt{\frac{15376}{0,116}}$$

$$\underline{\underline{F_Q = 364 \text{ N}}}$$

Pro dosažení lepší bezpečnosti se volí síla předpětí menší $\underline{F_Q = 360 \text{ N}}$. Nyní lze pomocí rovnice (11) a již známe F_Q zjistit potřebný utahovací moment.

$$M_u = \frac{360}{2} \cdot [2,675 \cdot \operatorname{tg}(3,4 + 9,83) + 0,675]$$

$$\underline{\underline{M_u = 234,7 \text{ Nmm}}}$$

Skutečná bezpečnost se získá dosazením F_Q do soustavy rovnic (7), (8), (9), (10) a (11), kde se v rovnici (7) použije její levá část. Skutečná bezpečnost, poté je $k = 1,71$ a splňuje podmínku $k \geq k_p$.

Při působení takového momentu je zajištěno dostatečné dotažení a spoj by měl být pevný. Důležitá vlastnost je samosvornost, která je třeba ověřit. Pokud by spoj nebyl samosvorný, byla by zde možnost vzniku jeho samovolného rozpojení. Ověření této vlastnosti se provádí podle podmínky (16), do které se dosadí hodnoty z rovnic (13) a (14). Jedná se o porovnání dvou hodnot, z nichž jedna je závislá na stoupání šroubovice a na vnitřním průměru šroubu a druhá na součiniteli tření a na úhlu profilu závitu.

$$\varphi_z' - \gamma > 0 \tag{16}$$

$$9,83 - 3,4 > 0$$

$$\underline{6,43 > 0}$$

Podmínka je dodržena, spoj je tedy samosvorný.

Zdroj podmínky (16): /4/

Tlak na tvarovanou podložku se vypočte pomocí síly předpětí a stykové plochy s hlavou šroubu pomocí rovnice (17). Na druhé straně podložky se tlak dělí na těleso rámu a na ložisko. Podložka se opírá o rám, aby nedošlo k její nevyžádané deformaci nebo naklonění.

$$p_1 = \frac{F_Q}{S_1} \quad (17)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot (D_K - D_O)^2}{4}$$

$$\underline{\underline{p_1 = 25,75 \text{ MPa}}}$$

Popis použitých veličin:

α'	- Úhel profilu závitu	[°]
k	- Skutečný součinitel bezpečnosti	[-]
σ_e	- Ekvivalentní napětí	[MPa]
σ_t	- Napětí v tahu	[MPa]
τ_k	- Napětí v krutu	[MPa]
F_Q	- Síla předpětí	[N]
S_j	- Průřez jádra šroubu	[mm ²]
M_u	- Utahovací moment	[Nmm]
W_{kj}	- Modul průřezu v krutu jádra šroubu	[mm ³]
γ	- Úhel stoupání závitu	[°]
φ_z'	- Třecí úhel	[°]
D_P	- Střední průměr stykové plochy	[mm]
M_{zu}	- Odporový třecí moment v závitu šroubu a matice při utahování	[Nmm]

3.2.3 Zajištění hřídele v ložisku

Nyní, když bylo ložisko umístěno pevně, je nutné v něm pevně zajistit i hřídel proti axiálnímu posuvu. To je možné opět pomocí určitého šroubového spoje, nebo lze použít pružný element, který se při montáži deformuje. Při případném vzniku vůlí se deformace tohoto prvku zmenší a tím se vyplní prostor, který by jinak umožnil nepřípustný posuv hřídele ve směru osy.

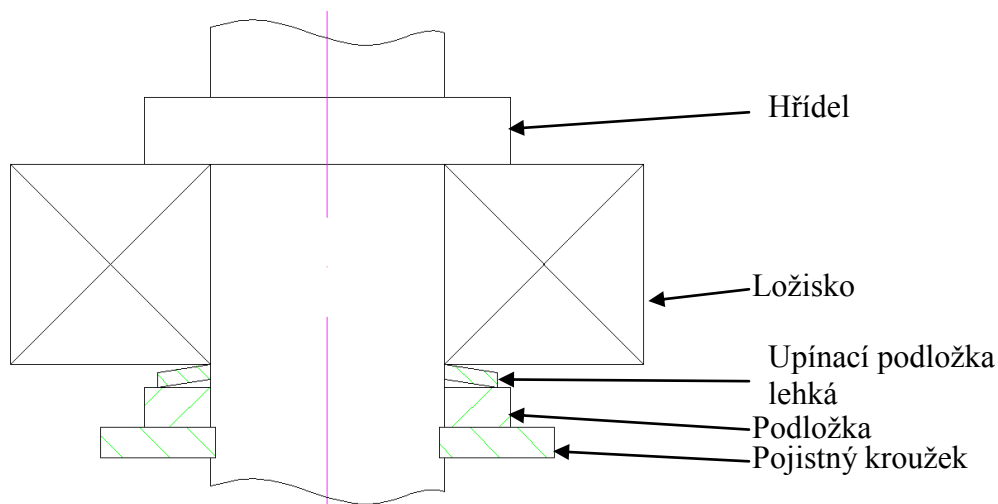
Použité prvky: Upínací podložka lehká SN 212748 M6
 Podložka 6,4 ČSN 02 1703.11
 Pojistný kroužek 7 ČSN 02 2930

Jako pružný element slouží upínací podložka lehká, protože je vyrobena z pérové oceli. Její vnitřní průměr je 6,4 mm. Průměr hřídele je 7 mm. Z toho vyplývá, že vnitřní průměr podložky je nutné zbrousit tak, aby ji bylo možné na hřídel nasadit. Tento rozměr musí být minimálně stejný jako průměr hřídele.

Za tímto prvkem následuje válcová podložka, která rovnoměrně přenáší tlak. Při montáži musí na upínací podložku působit takovým tlakem, aby ji dostatečně deformovala. Deformace v axiálním směru musí být minimálně taková, aby po uvolnění při maximálních výrobních nepřesnostech byla stále zajištěna hřídel proti axiálnímu posuvu. Drážka pro pojistný kroužek musí být na hřídeli hned za pozicí dolní plochy podložky, aby se díky kroužku, po jeho montáži, zachoval definovaný stav.

Po operaci, při které se stlačí podložka, je tento stav zajištěn pojistným kroužkem, který má na hřídeli připravenou drážku. Poté je možné přestat působit silou na podložku a ta si dosedne na pojistný kroužek. V takto vytvořeném zajištění hřídele stále působí síla od upínací podložky, a tím není možné, aby se hřídel posunula. Tato sestava prvků je umístěna pod ložiskem. Z druhé strany ložiska je provedeno osazení na hřídeli, což je tvarová vazba mezi plochou na hřídeli a plochou na ložisku znemožňující pohyb hřídele směrem k rotačním chapadlům.

Obrázek 18 orientačně zobrazuje uspořádání použitých prvků a jejich vzájemné rozměry.



Obr. 18 Uspořádání prvků v novém zajištění hřídele

Zdroj: Vlastní tvorba

3.3 Úprava povrchu polokoulí

Důvodem úpravy povrchu je, že tření vlastní tomuto materiálu, ze kterého jsou chapadla vyrobena, je nízké a pravděpodobnost pohybu návnady je vyšší. Řešené způsoby, kterými lze snížit toto riziko jsou: změna materiálu chapadel, konstrukce tvarových částí na vnitřním povrchu polokoulí, nebo připevnění třecí vrstvy na stykový povrch. Z možných variant je vybráno řešení, nejlépe vyhovující požadavkům, a jehož výhody jsou výrazně podstatnější než nevýhody.

A) Změna materiálu

Postupem při volbě nového materiálu je nejprve nalezení nějakého s podobnými materiálovými vlastnostmi a následné porovnání tření. Vzhledem k tomu, že návnada je vyrobena z rozdílných materiálů nelze porovnání součinitele provést přímo s jejím povrchem. K dispozici jsou součinitele tření vzhledem k používanějším materiálům. Je-li tření vzhledem k tomuto materiálu větší, lze předpokládat, že bude větší i vzhledem k povrchu návnady.

Z důvodu obtížnosti nalezení vhodného materiálu, který by výrazně zlepšil spolehlivost uchycení návnady, zachoval vlastnosti součásti a zároveň byl vhodný k výrobním operacím, je toto řešení nevyhovující, a proto jsou uvedeny pouze jeho výhody a nevýhody.

Výhody:

Pouhou změnou materiálu zvýšeny třecí vlastnosti

Nevýhody:

Nutnost výroby nových chapadel

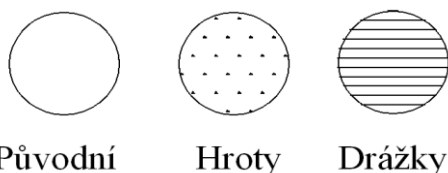
Zvýšení tření pouze minimální

Obtížné zjištění skutečného tření

Málo vhodných materiálů

B) Konstrukce tvarových částí

Současný vnitřní povrch polokoulí je hladký, návnada proto není držena žádným prvkem proti pohybu. Tato varianta má více druhů řešení. Na povrch lze připevnit hroty, nebo drážky (obrázek 19). Obě možnosti využívají měkkosti těsta, ze kterého je návnada upečena.



Obr. 19 Vnitřní povrch polokoulí rotačních chapadel

Zdroj: Vlastní tvorba

Hroty jsou tvořeny malými jehličkami, které působí na návnadu silou v bodě. Tím vznikne maximální tlak a hroty proniknou částečně povrchem kuličky. V této situaci je návnada dokonale v pevném stavu a nemůže se hnout vůči chapadlům. Nedostatkem tohoto řešení je, že po rozevření chapadel výrobek nemusí spadnout na skluzovou plošinu, protože je zachycen na hrotech. Dále v mezerách mezi hroty zůstávají nečistoty, případně odlomené těsto, které není možné za provozu stroje čistit. Odlomené těsto je důsledkem průniku hrotů povrchem, které u výsledného výrobku snižují jeho jakost.

Funkce drážek je podobná jako hrotů, s tím, že je menší šance k poškození návnady, jelikož síla od chapadel působí na křivce, nikoli v bodě. Zamezení pohybu je způsobeno mnohočetností vnitřního povrchu chapadel. Stále je však vysoká šance k poškození výrobku, způsobující stejné problémy jako použití hrotů.

U tohoto řešení opět nedostatky převyšují výhody a to z hlediska dlouhodobé spolehlivosti (zanášení mezer), tak i z hlediska funkce (zachycení návnady při rozevření, poškození návnady). Z těchto důvodů nelze řešení uskutečnit.

Výhody:

Ze všech tří možností nejlepší zajištění návnady proti pohybu
Lokální úprava

Nevýhody:

Zanášení mezer
Poškození návnady
Zachycení výrobku při rozevření

C) Připevnění třecí vrstvy

Jedná se o lokální úpravu, která významně zvýší tření mezi návnadou a vnitřním povrchem polokoulí. Principem je umístění materiálu s vysokým koeficientem tření, případně vyšší pružností, na tento povrch a tím snížit riziko pohybu kuličky při nárazu jehly. Díky pružnosti materiálu je zvýšena styková plocha mezi návnadou a chapadly. Tento materiál je oproti řešení B) hladký, tudíž nedojde k zanášení nečistotami. Tloušťka nové vrstvy musí být taková, aby z důvodu častého používání nedošlo k jejímu opotřebování. Zároveň však nesmí být moc velká, aby se nezměnil podstatně vnitřní poloměr chapadel, který by mohl vést k chybnému uchycení návnady.

Tloušťka vrstvy byla zvolena 1 mm. Tento rozměr vyhovuje daným požadavkům. Použitý materiál se může zvolit mezi klasickou pryží nebo pryží silikonovou. Tvrdost by měla být v rozmezí mezi 30-40 ShA, aby vrstva splnila svůj účel. Dalším použitelným materiálem je smírek, který by ovšem jen zvýšil hrubost a tím i koeficient tření. Vybrané řešení je třeba dodatečně odzkoušet v praxi a na jeho základě se rozhodnout.

Výhody:

- Lokální zvýšení tření
- Poměrně účinné
- Malé změny původních částí

Nevýhody:

- Drahá výroba
- Možné opotřebování
- Zmenšení vnitřního průměru polokoulí
- Nutnost odzkoušení vybraného řešení

4. Určení momentu krokového motoru a typu pneumatického válce

4.1 Určení momentu krokového motoru

Pro návrh krokového motoru je nutné určit moment, který je dán rozložením rotující hmoty vzhledem k ose rotace. Jelikož je známý čas operace vykonání dvou otáček, je tedy definovaná i úhlová rychlost a úhlové zrychlení. Rovnice (18) znázorňuje využití počítaného momentu při výběru použitého krokového motoru a z rovnice (19) lze tento moment určit.

$$P = M \cdot \omega \quad (18)$$

$$M = J_{red} \cdot \alpha \quad (19)$$

P	- Výkon krokového motoru	[kW]
M	- Moment krokového motoru	[N.m]
ω	- Úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]
α	- Úhlové zrychlení	[rad.s ⁻²]
J_{red}	- Redukovaný moment setrvačnosti	[kg.m ²]

Neznámé pro výpočet momentu krokového motoru jsou redukovaný moment setrvačnosti a úhlové zrychlení.

4.1.1 Určení úhlového zrychlení

Úhlové zrychlení bylo zjištěno z časového intervalu potřebného pro vykonání dvou otáček hřídele. Tento interval lze zjistit z pracovního diagramu stroje nebo změřením.

Čas operace $T = 0,3 \text{ s}$

Počet otáček $N = 2$

$$\omega_0 = \frac{N \cdot 2\pi}{T} \quad (20)$$

$$\omega_0 = 41,9 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$$

Bylo navrženo, že motor třetinu času lineárně zrychluje, třetinu je jeho úhlová rychlost konstantní a zbytek časového intervalu lineárně zpomaluje. Z daných hodnot vyplývá pomocí rovnice (20) průměrná úhlová rychlost.

$$\omega_0 = \frac{2 \cdot \omega_1 + \omega_2}{3} \quad (21)$$

$$\omega_1 = \frac{\omega_2}{2} \quad (22)$$

Z rovnic (21) a (22) vyplývajících z předchozího tvrzení lze určit $\omega_1 = 31,4 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ a následně obecnou úhlovou rychlost v prvním úseku (23).

$$\omega_{t1} = \frac{\omega_1}{T_1 \cdot 0,5} \cdot t \quad (23)$$

$$\omega_{t1} = \frac{31,4}{0,1 \cdot 0,5} \cdot t = 628,5 \cdot t$$

S těmito známými je možné spočítat úhlové zrychlení z obecného vztahu (24).

$$\alpha = \frac{d\omega_{t1}}{dt} \quad (24)$$

$$\alpha = 628,5 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-2}$$

ω_0	- Průměrná úhlová rychlost	[rad.s ⁻¹]
ω_1	- Průměrná úhlová rychlost prvního a třetího úseku	[rad.s ⁻¹]
ω_2	- Průměrná úhlová rychlost druhého úseku	[rad.s ⁻¹]
ω_{r1}	- Rovnice rychlosti v prvním úseku	[rad.s ⁻¹]
T_1	- Čas prvního úseku	[s]

4.1.2 Výpočet redukováného momentu setrvačnosti

Redukovaný moment setrvačnosti se pro soustavu těles počítá ze vztahu (25), ale jelikož je úhlová rychlost stejná pro všechny rotující prvky lze tento vztah zjednodušit na vztah (26).

$$\frac{1}{2} J_{red} \cdot \omega^2 = \sum K_i \quad (25)$$

$$J_{red} = \sum J_i \quad (26)$$

K_i - Kinetická energie i-tého prvku [J]

J_i - Moment setrvačnosti i-tého prvku [kg.m²]

Při zjišťování momentu setrvačnosti tvarově složitějších objektů byl jejich tvar zjednodušen. Proto se na to musí brát ohled při případném návrhu krokového motoru na základě tohoto výpočtu a volit moment vyšší.

HŘÍDEL J_h

Výsledný moment setrvačnosti je součtem momentů setrvačnosti částí s odlišným průměrem.

$$J_h = J_1 + J_2 + J_3 + J_4$$

Pro výpočet byl použit vztah (27) pro moment setrvačnosti homogenního válce vzhledem k jeho ose souměrnosti.

$$J_1 = \frac{1}{2} m_1 \cdot r_1^2 \quad (27)$$

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot 26,5 \cdot 3,5^2 = 162,31 g \cdot mm^2$$

$$J_2 = \frac{1}{2} m_2 \cdot r_2^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,99 \cdot 4,5^2 = 10,05 g \cdot mm^2$$

$$J_3 = \frac{1}{2} m_3 \cdot r_3^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,38 \cdot 2,5^2 = 4,31 g \cdot mm^2$$

$$J_4 = \frac{1}{2} m_4 \cdot r_4^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,21 \cdot 3,25^2 = 1,09 g \cdot mm^2$$

$$\underline{J_h = 206,7 g \cdot mm^2}$$

KŘÍŽ S KOLÍKAMA J_k

Tvar byl zjednodušen na kvádr s kruhovým otvorem pro hřídel, kde byl zvolen střední rozměr. Rozměry tohoto kvádru jsou 30x10x8 a osa rotace prochází jeho těžištěm. Pro moment setrvačnosti kvádru byl použit vztah (28).

$$J_k = J_5 - J_6$$

$$J_5 = \frac{1}{12} m_6 \cdot (a^2 + b^2) \quad (28)$$

$$J_5 = \frac{1}{12} \cdot 18,72 \cdot (30^2 + 10^2) = 1560 g \cdot mm^2$$

$$J_6 = \frac{1}{2} m_6 \cdot r_6^2 = \frac{1}{2} \cdot 2,4 \cdot 3,5^2 = 14,71 g \cdot mm^2$$

$$\underline{J_k = 1545,29 g \cdot mm^2}$$

RAMENA CHAPADEL+PRUŽINY J_r

$$J_r = \int_M (y^2 + z^2) dm \quad (29)$$

$$\underline{J_r = 1593,65 g \cdot mm^2}$$

VÝSLEDNÝ REDUKOVANÝ MOMENT SETRVAČNOSTI

$$J_{red} = J_h + J_k + J_r = 3345,64 g \cdot mm^2 = 3,346 \cdot 10^{-6} kg \cdot m^2$$

4.1.3 Výsledný výpočet momentu krokového motoru

$$M = J_{red} \cdot \alpha = 3,346 \cdot 10^{-6} \cdot 628,5 = \underline{\underline{2,1 \cdot 10^{-3} Nm}}$$

Moment krokového motoru je tedy $2,1 \cdot 10^{-3} Nm$.

4.2 Určení typu pneumatického válce

Vzhledem k tomu, že pro rozevření rotačních chapadel byly použity paralelní chapadla HGPC, není možné typ pneumatického válce změnit. Pneumatický válec je součástí tohoto prvku a byl navržen jeho zvolením.

Závěr

Na základě popisu funkce mechanismu rotačních chapadel a jeho zhodnocení z hlediska dlouhodobé spolehlivosti byl mechanismus upraven tak, aby minimalizoval úzká místa. Díky rozevírání rotačních chapadel pomocí paralelních chapadel HGPC bylo sníženo riziko kolize mechanismu rozevírání s jinou částí stroje. Nové uložení hřídele a zajištění ložiska eliminovalo vliv výrobních vůlí a tím se zamezilo posunu rotačních chapadel v axiálním směru. Pro zamezení pohybu návnady vůči mechanismu bylo navrženo více možností řešení, ze kterých bylo na základě výhod a nevýhod vybráno připevnění třecí vrstvy k vnitřnímu povrchu polokoulí.

Pro případný návrh nového krokového motoru a ověření vhodnosti současného byl spočten moment rotujících částí vzhledem k ose rotace. Určení typu pneumatického válce bylo provedeno už volbou paralelních chapadel HGPC.

Seznam použité literatury

/1/ KOPAL, Jaroslav, et al. *Návod k obsluze vazače rybí návnady*. Liberec: 2010.

/2/ *Festo.cz* [online]. 10/2006 [cit. 2011-23-12]. Paralelní chapadla HGPC. Dostupné z WWW: < http://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/HGPC_CZ.PDF>.

/3/ LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. Čtvrté doplněné vydání. Úvaly: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.

/4/ PEŠÍK, Lubomír. *Části strojů: stručný přehled*. Vyd. 4., dopl. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 2 s. ISBN 978-80-7372-573-0.

Seznam rovnic

(1)	- Momentová rovnice rovnováhy při uzavírání	13
(2)	- Momentová podmínka pro rozevření	14
(3)	- Rovnice hmotnosti	25
(4)	- Výpočet objemu palce	25
(5)	- Rovnice gravitační síly	25
(6)	- Momentová podmínka pro nové rozevření	26
(7)	- Výpočet součinitele bezpečnosti	29
(8)	- Rovnice pro ekvivalentní napětí	29
(9)	- Rovnice pro tahové napětí	29
(10)	- Rovnice pro napětí v krutu	29
(11)	- Vztah pro odporový třecí moment při utahování	29
(12)	- Vztah pro utahovací moment	29
(13)	- Vztah pro stoupání závitu	29
(14)	- Vztah pro třecí úhel	29
(15)	- Výpočet středního průměru stykové plochy	29
(16)	- Podmínka samosvornosti spoje	30
(17)	- Výpočet tlaku	31
(18)	- Vztah pro výpočet výkonu motoru	36
(19)	- Vztah pro výpočet momentu krokového motoru	36
(20)	- Rovnice pro průměrnou úhlovou rychlost	37
(21)	- Rovnice pro dílčí průměrné úhlové rychlosti	37
(22)	- Rovnice pro dílčí průměrné úhlové rychlosti	37
(23)	- Obecná rovnice úhlové rychlosti pro první úsek	37
(24)	- Obecný vztah pro výpočet úhlového zrychlení	37
(25)	- Vztah pro redukovaný moment setrvačnosti	38
(26)	- Vztah pro skutečný redukovaný moment setrvačnosti	38
(27)	- Vztah pro moment setrvačnosti válce vzhledem k ose souměrnosti	39
(28)	- Vztah pro moment setrvačnosti kvádry	39
(29)	- Obecný vztah pro výpočet momentu setrvačnosti vzhledem k ose	39

Seznam obrázků

Obr. 1 - Umístění rybářské návnady	9
Obr. 2 - Výsledný výrobek	9
Obr. 3 - Pohled na vazač rybí návnady	10
Obr. 4 - Pohled na vazač rybí návnady	10
Obr. 5 - Působení sil	13
Obr. 6 - Schéma sil při uzavírání	13
Obr. 7 - Síly při otevírání	14
Obr. 8 - Zavřená chapadla	15
Obr. 9 - Otevřená chapadla	15
Obr. 10- Rameno chapadel	16
Obr. 11- Uložení hřídele	18
Obr. 12- Princip nového rozevírání	21
Obr. 13- Příslušenství paralelních chapadel	22
Obr. 14- Potřebný prostor	23
Obr. 15- Objemy dílčích útvarů	26
Obr. 16- Síly nového mechanismu	26
Obr. 17- Síla úchopu v závislosti na rozměrech palce	27
Obr. 18- Uspořádání prvků v novém uložení hřídele	33
Obr. 19- Vnitřní povrch polokoulí rotačních chapadel	34

Seznam příloh

Příloha 1	- Výkres sestavy	B040/0.3	Mechanismus chapadel
Příloha 2	- Výkres	B040/0-4.4	Deska HGPC
Příloha 3	- Výkres sestavy	B040/0.1.3	Uzlovač
Příloha 4	- Výkres	B040/0.1-1.4	Hřidel
Příloha 5	- Výkres	B040/0.1-3.4	Rameno chapadla
Příloha 6	- Výkres	B040/0.1-6.4	Rám uložení
Příloha 7	- Výkres	B040/0.1-7.4	Úchyt rámu 1
Příloha 8	- Výkres	B040/0.1-8.4	Úchyt rámu 2
Příloha 9	- Výkres	B040/0.1-9.4	Podložka uložení
Příloha 10	- Výkres sestavy	B040/0.2.3	Držák motoru
Příloha 11	- Výkres	B040/0.2-1.4	Plátek 1
Příloha 12	- Výkres	B040/0.2-8.4	Plátek 8
Příloha 13	- Výkres	B040/0.2-9.4	Držák motoru 1
Příloha 14	- Výkres sestavy	B040/0.3.3	Sestava chapadla HGPC
Příloha 15	- Výkres	B040/0.3-1.4	Palec 1
Příloha 16	- Výkres	B040/0.3-2.4	Palec 2
Příloha 17	- Výkres	B040/0.3-3.4	Palec 3